

SPIRALNI IZMJENJIVAČI TOPLINE U KOMPAKTNIM PARNIM TOPLINSKIM STANICAMA

Josip Pasanec, mag.ing.mech.
Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje / Pireko d.o.o.
Ivana Lučića 5, Zagreb / Milana Prpića 115a, Oroslavje
Tel: +385 49 285 318
e-mail: josip.pasanec.ml@pireko.hr

Dr.sc. Nenad Ferdelji, dipl.ing.
Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje
Ivana Lučića 5, Zagreb
Tel: +385 1 6168 210
e-mail: nenad.ferdelji@fsb.hr

SAŽETAK

Kompaktne parne toplinske stanice sa spiralnim izmjenjivačima topline predstavljaju funkcionalno zaokruženu cjelinu sustava daljinskog grijanja kod kojeg je nositelj topline pregrijana vodena para. Upravo zbog kompaktne izvedbe one predstavljaju novi, jednostavniji i povoljniji pristup projektiranju i montaži parnih toplinskih stanica. U radu se najprije općenito govori o sustavima daljinskog grijanja te toplinskim stanicama kao jednim od glavnih komponenata sustava. Zatim se pobliže konstrukcijski i funkcionalno predstavljaju toplinske stanice u kompaktnoj izvedbi te spiralni izmjenjivači topline kao njihovi sastavni dijelovi. Nadalje, u radu se prikazuje metodologija termodinamičkog proračuna spiralnih izmjenjivača topline koji rade u funkciji kondenzatora unutar parnih toplinskih stanica. Isto tako, navedeni su izrazi za koeficijente prijelaza topline koji se koriste prilikom termodinamičkog proračuna. Poseban naglasak je stavljen na odabir termodinamičkog modela za izračun koeficijenta prijelaza topline prilikom filmske kondenzacije vodene pare unutar spiralnih cijevi.

KLJUČNE RIJEČI

filmska kondenzacija; spiralni izmjenjivač topline, parna toplinska stanica, daljinsko grijanje

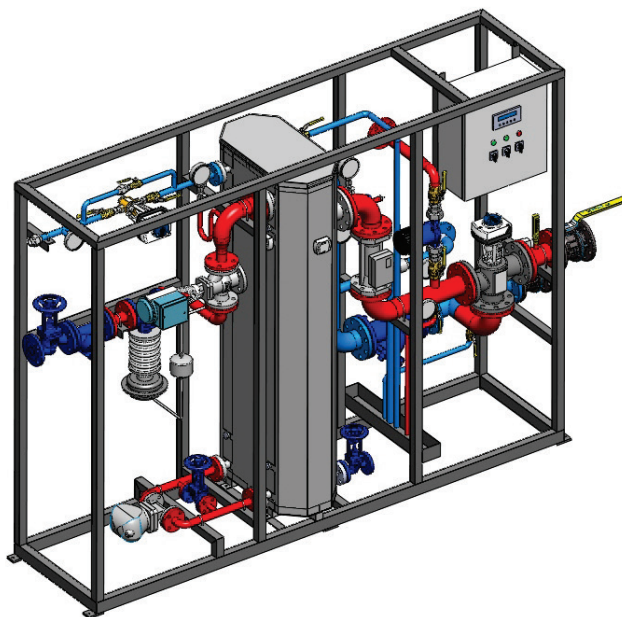
UVOD

[1] Današnje stanje u svijetu, u kojem se troše ogromne količine energije za proizvodnju topline, zahtijeva da se kod svih potrošača provede što racionalnija potrošnja energije s obzirom na ograničene rezerve svih vrsta goriva. Iako zasebni sustavi centralnog grijanja za svaki objekt pojedinačno imaju određenih prednosti, generalno je za njih karakterističan niži stupanj korisnosti. Upravo iz tog razloga se često pribjegava centraliziranoj proizvodnji topline za više objekata, uličnih blokova ili čitavih gradskih područja, koja se zatim distribucijskim sustavom razvodi do sustava potrošača na korištenje. Takav način proizvodnje i prenošenja topline u cilju grijanja naziva se daljinsko grijanje. Distribucijski medij može biti topla voda, vrela voda ili pregrijana vodena para pa tako sustave daljinskog grijanja dijelimo na toplovodne, vrelovodne i parne sustave. Toplinske stanice predstavljaju granična mjesta između distribucijskog sustava i sustava potrošača, odnosno između primarne mreže i sekundarne mreže u kojima se distribucijskim sustavom dovedena toplina predaje sustavu potrošača na korištenje. Način rada toplinskih stanica određen je uglavnom vrstom

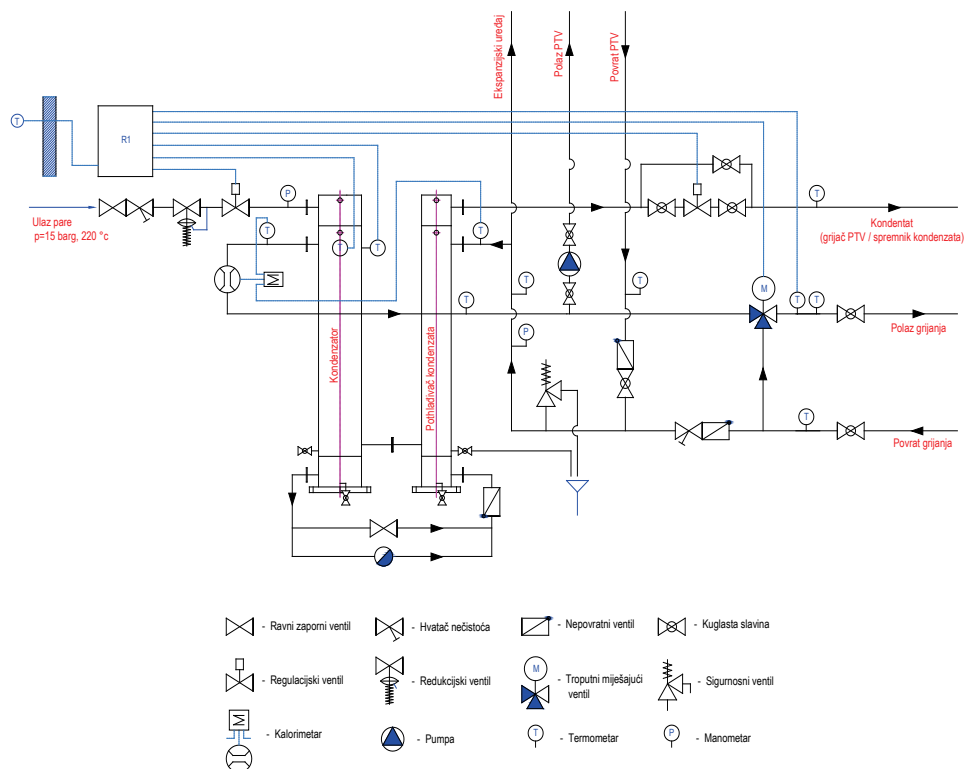
distribucijskog medija te potrebama i zahtjevima potrošača. Prema načinu priključivanja sustava potrošača na distribucijski sustav razlikujemo toplinske stanice s direktnim i indirektnim priključkom. Godinama se prilikom izrade i priključivanja klasičnih toplinskih stanica određenog objekta na distribucijski sustav daljinskog grijanja na licu mjesta provodilo sastavljanje i montaža sastavnih dijelova u funkcionalnu cjelinu. Navedeni način predstavlja dugotrajan, a samim time i financijski nepovoljan postupak priključivanja potrošača na sustav daljinskog grijanja. Kako bi se pojednostavilo izvođenje i montaža toplinskih stanica krenulo se s izradom toplinskih stanica u kompaktnoj izvedbi kod kojih se sve radnje vezane uz sklapanje sastavnih dijelova u funkcionalnu cjelinu odvijaju kod proizvođača specijaliziranog za njihovu izradu. Proizvođač sve sastavne dijelove predmontira na čeličnu konstrukciju te isporučuje gotovu kompaktnu toplinsku stanicu koju kupac montira u toplinsku stanicu unutar objekta. U sljedećem poglavlju će se konstrukcijski i funkcionalno predstaviti parna toplinska stanica u kompaktnoj izvedbi te spiralni izmjenjivači topline kao njezini sastavni dijelovi.

KOMPAKтна PARNA TOPLINSKA STANICA

[1] Kompaktna parna toplinska stanica je funkcionalno zaokružena cjelina daljinskog centralnog grijanja kod koje je distribucijski medij pregrijana vodena para. Njezina glavna funkcija je prijenos topline s distribucijskog medija na medij sekundarne potrošačke mreže. Kompletна stanica je predmontirana na čeličnoj konstrukciji, kompaktne je izvedbe s integriranim sustavom za mjerenje predane toplinske energije na sekundarnoj strani. Primarni krug stanice priključen je na parni sustav daljinskog grijanja, a sekundarni na toplovodnu mrežu potrošača. Za izmjenu topline između pregrijane pare i vode koriste se dva spiralna izmjenjivača topline međusobno spojena u seriju kao kondenzator pare i pothlađivač kondenzata, za osiguravanje dobrog pothlađivanja kondenzata. Regulacija izlazne temperature vode na sekundarnoj strani vrši se pomoću regulatora temperature i regulacijskog ventila na izlazu kondenzata, dok temperaturom vode za sustav grijanja upravlja regulator daljinskog grijanja pomoću troputnog miješajućeg ventila. Utrošak toplinske energije mjeri se na dva mjesta ultrazvučnim mjeračima topline; jedan je postavljen u polazni vod sekundarnog kruga unutar kompaktne parne toplinske stanice, a drugi na dodatni pothlađivač kondenzata (predgrijač sanitarne vode). Na taj način je omogućeno mjerenje ukupnog utroška toplinske energije predane potrošaču.

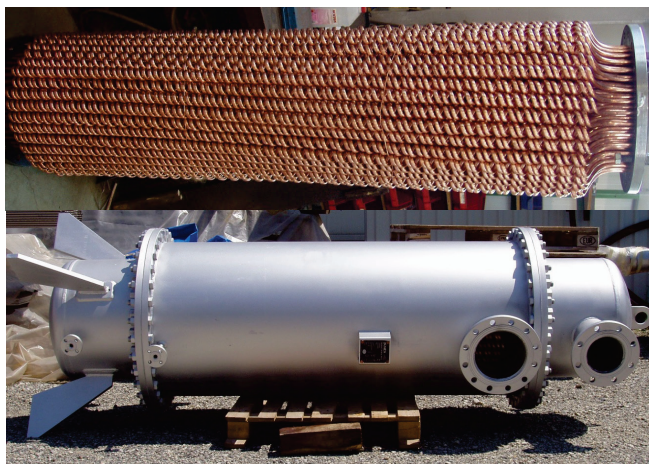


Slika 1. 3D prikaz kompaktne parne toplinske stanice [1]



Slika 2. Shematski prikaz kompaktne parne toplinske stanice [1]

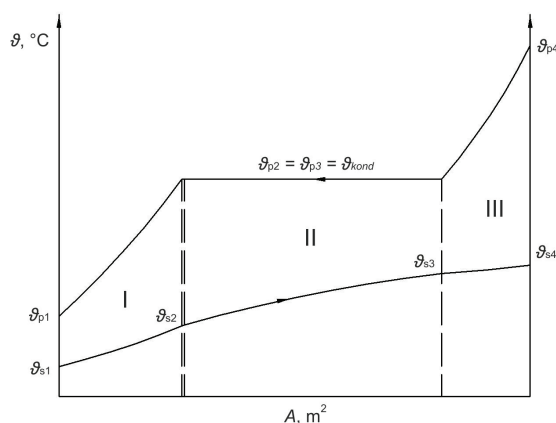
[2]Spiralni izmjenjivači topline, odnosno izmjenjivači topline sa spiralnim cijevnim snopom, spadaju u grupu protusmjernih rekuperativnih izmjenjivača topline, u kojima se toplina prenosi s pregrijane vodene pare iz primarne mreže na vodu iz sekundarne potrošačke mreže. Zbog svojih konstrukcijskih karakteristika često nalaze svoju primjenu baš u kompaktnim parnim toplinskim stanicama. Konstrukcijski su izvedeni tako da je omogućena demontaža cijevnog snopa radi mehaničkog čišćenja ili zamjene novim. Također, specifičnost ovog tipa izmjenjivača topline je i njegov cijevni snop koje je izveden iz spiralno oblikovanih cijevi, odnosno cijevnih spirala. Ovakva izvedba cijevnog snopa eliminira probleme koji se javljaju uslijed toplinskih naprezanja.



Slika 3. Spiralni izmjenjivač topline i spiralni cijevni snop [2]

METODOLOGIJA TERMODINAMIČKOG PRORAČUNA SPIRALNIH IZMJENJIVAČA TOPLINE

U ovom poglavlju opisana je metodologija proračuna spiralnih izmjenjivača topline koji se koriste u kompaktnim parnim toplinskim stanicama. Za izmjenu topline između pregrijane vodene pare i vode koriste se dva međusobno povezana spiralna izmjenjivača topline od kojih je jedan kondenzator u kojem pregrijana para kondenzira, a drugi pothlađivač u kojem se ista pothlađuje zagrijavajući vodu sekundarnog kruga. Dijagram 1. prikazuje tok temperatura u kondenzatoru i pothlađivaču pri čemu su sa ϑ_{p1} , ϑ_{kond} i ϑ_{p4} redom označena temperatura pothlađenja, temperatura kondenzacije i temperatura pregrijanja. Ulazna i izlazna temperatura vode iz kruga grijanja označava se kao ϑ_{s1} i ϑ_{s4} , dok su ulazne i izlazne temperature u zoni kondenzacije označene sa ϑ_{s2} i ϑ_{s3} . Oznake I, II, i III predstavljaju redom zonu pothlađenja, kondenzacije i pregrijanja. Zona I fizički predstavlja pothlađivač, a zone II i III kondenzator.



Dijagram 1. Temperature uzduž izmjenjivača topline

Kao ulazni podaci za termodinamički proračun kompaktnih parnih toplinskih stanica obično su, od strane projektanta, navedeni ukupni toplinski učin, tlak pregrijane pare te temperature ϑ_{p4} , ϑ_{p1} , ϑ_{s4} , i ϑ_{s1} . Na temelju navedenih ulaznih podataka mogu se izračunati i preostale temperature navedene u dijagramu 1. (ϑ_{s2} , ϑ_{s3} , $\vartheta_{p2} = \vartheta_{p3} = \vartheta_{kond}$). U sljedećem koraku potrebno je pretpostaviti geometrijske karakteristike izmjenjivača topline. S obzirom da su spiralni izmjenjivači topline standardizirani i razvrstani prema određenim standardnim veličinama, svaka veličina ima jednoznačno definirane geometrijske karakteristike poput ukupne površine za izmjenu topline, površine poprečnog presjeka strujanja medija kroz primar i sekundar te ukupnog broja i dimenzija spiralnih cijevi. S poznatim geometrijskim karakteristikama, odnosno standardnom veličinom izmjenjivača, pristupa se izračunu Nusseltovih značajki, odnosno koeficijenata prijelaza topline na primaru i sekundaru, zasebno za zonu pregrijanja, kondenzacije i pothlađenja.

Koeficijent prijelaza topline na primaru u zoni pregrijanja dan je prema [3] sljedećim izrazom:

$$\alpha_p = \left(4,4 + 0,3 \cdot \frac{\vartheta_p}{100}\right) \cdot \frac{w_p^{0,75}}{d_u^{0,25}} \quad (1)$$

Nusseltova značajka na primaru u zoni pothlađenja dana je prema [4] sljedećim izrazom:

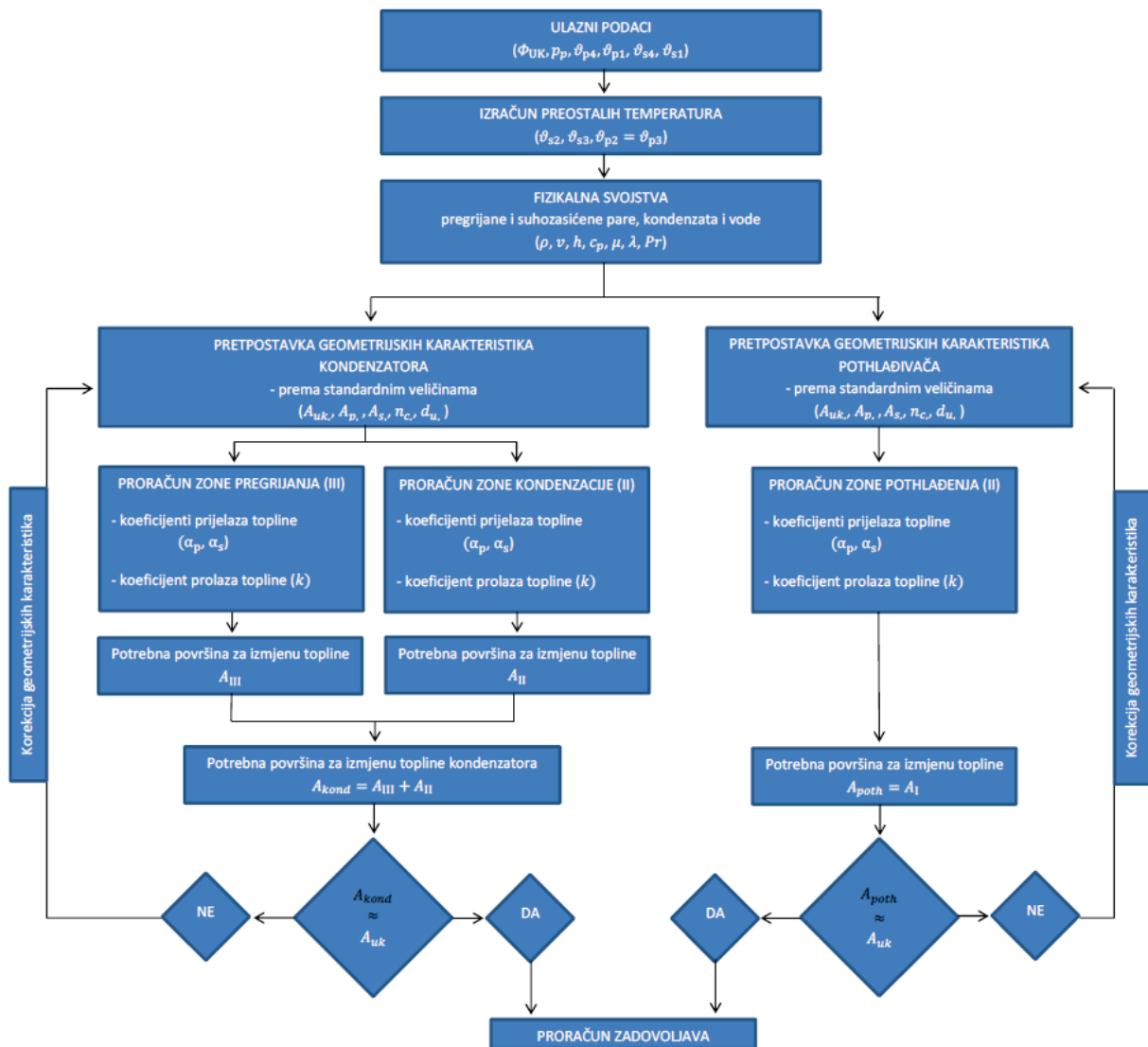
$$Nu_p = 0,023 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (2)$$

Na primaru u zoni kondenzacije odvija se filmska kondenzacija zasićene vodene pare unutar spiralnih cijevi. S obzirom da u dostupnoj literaturi ne postoji gotov analitički niti empirijski model, za izračun koeficijenta prijelaza topline koristi se prilagođeni model filmske kondenzacije vodene pare u vertikalnim cijevima. Način prilagodbe, kao i primjena navedenog modela na spiralne cijevi opisani su u sljedećem poglavlju.

Nusseltova značajka na sekundaru svih triju zona dana je prema [5] sljedećim izrazom:

$$Nu_s = 0,22 \cdot Re_s^{0,6} \cdot Pr_s^{0,3} \quad (3)$$

Pomoću poznatih koeficijenata prijelaza topline mogu se izračunati koeficijenti prolaza topline, odnosno potrebne površine za izmjenu topline. Izračunate površine potrebno je usporediti s površinama za izmjenu topline koje su definirane geometrijskim karakteristikama odabranog standardnog spiralnog izmjenjivača. Ukoliko se odabrana i izračunata površina ne razlikuju znatno, termodinamički proračun je gotov, a ako to nije slučaj, potrebno je odabrati drugu veličinu izmjenjivača. Postupak se iterativno ponavlja sve dok se navedene površine približno ne izjednače.



Dijagram 2. Metodologija proračuna spiralnih izmjenjivača topline

TERMODINAMIČKI MODEL FILMSKE KONDENZACIJE VODENE PARE U SPIRALNIM CIJEVIMA

S obzirom da za izračun koeficijenta prijelaza topline prilikom filmske kondenzacije vodene pare u spiralnim cijevima, u dostupnoj literaturi ne postoje gotovi analitički niti empirijski modeli, u praksi se za izračun istog koristi prilagođeni model filmske kondenzacije unutar vertikalnih cijevi. Kao prvi korak prilagodbe, u svrhu proračuna, spiralne cijevi se zamjenjuju s odgovarajućim kosim cijevima ekvivalentne duljine s kutom nagiba $\approx 30^\circ$. Navedeni kut nagiba odgovara stvarnom kutu uspona spirale spiralnih cijevi. Daljnja prilagodba se temelji na podatku iz priručnika Recknagel [3] prema kojem se koeficijent prijelaza topline za horizontalne cijevi računa kao $\alpha_{\text{hor}} = 0,75 * \alpha_{\text{vert}}$. Uzimajući u obzir navedeno, u slučaju kosih odnosno spiralnih cijevi s nagibom $\approx 30^\circ$, koeficijent prijelaza topline se može računati kao $\alpha_{\text{koso}} = 0,8 * \alpha_{\text{vert}}$. Dakle, u prvom koraku proračuna potrebno je izračunati koeficijent prijelaza topline unutar vertikalnih cijevi, a zatim pomoću navedene prilagodbe izračunati isti za kose, odnosno spiralne cijevi.

Termodinamički modeli filmske kondenzacije u vertikalnim cijevima

U literaturi postoji više različitih izraza i modela za proračun filmske kondenzacije u vertikalnim cijevima od kojih mnogi ne daju realne vrijednosti koeficijenta prijelaza topline za slučaj kondenzacije vodene pare. U sklopu ovog rada uspoređena su dva modela koja daju fizikalno realna rješenja. Radi se o proračunu prema VDI Heat Atlasu [6] te proračunu prema izrazima navedenim u članku [7]. Oba proračuna daju izraze za izračun lokalnog i prosječnog koeficijenta prijelaza topline te se u nastavku daje njihova međusobna usporedba.

Lokalni Reynoldsov broj u oba proračuna se računa kao:

$$Re_x = \frac{q_m(1-x)}{\pi d_u \mu_k} \quad (4)$$

Prema [6] dani su sljedeći izrazi za proračun filmske kondenzacije u vertikalnim cijevima pri istosmjernom strujanju suhozasićene pare i kondenzata.

Lokalni Nusseltovi brojevi za laminarni i turbulentni protok kondenzata:

$$Nu_{x,l} = \frac{\alpha_{x,l} \cdot \mathcal{L}}{\lambda_k} = 0,693 \left(\frac{1 - \rho_{szp}/\rho_k}{Re_k} \right)^{1/3} \quad (5)$$

$$Nu_{x,t} = \frac{\alpha_{x,t} \cdot \mathcal{L}}{\lambda_k} = \frac{0,0283 Re_k^{7/24} Pr_k^{1/3}}{1 + 9,66 Re_k^{-3/8} Pr_k^{-1/6}} \quad (6)$$

Ukupni lokalni Nusseltov broj dan je kao kombinacija laminarnog i turbulentnog:

$$Nu_x = \sqrt{(f_{val} Nu_{x,l})^2 + Nu_{x,t}^2} \quad (7)$$

Prosječni Nusseltovi brojevi za laminarni i turbulentni protok kondenzata:

$$Nu_{m,l} = \frac{\alpha_{m,l} \cdot \mathcal{L}}{\lambda_k} = 0,925 \left(\frac{1 - \rho_{szp}/\rho_k}{Re_k} \right)^{1/3} \quad (8)$$

$$Nu_{m,t} = \frac{\alpha_{m,t} \cdot \mathcal{L}}{\lambda_k} = \frac{0,02 Re_k^{7/24} Pr_k^{1/3}}{1 + 20,52 Re_k^{-3/8} Pr_k^{-1/6}} \quad (9)$$

Ukupni prosječni Nusseltov broj kao kombinacija laminarnog i turbulentnog:

$$Nu_m = \sqrt[1,2]{(f_{val} Nu_{m,l})^{1,2} + Nu_{m,t}^{1,2}} \quad (10)$$

Prema [7] dani su sljedeći izrazi za proračun koeficijenta prijelaza topline pri filmskoj kondenzaciji u vertikalnim cijevima za istosmjerno strujanje suhozasićene pare i kondenzata.

Lokalni koeficijent prijelaza topline za laminarno-valoviti protok kondenzata:

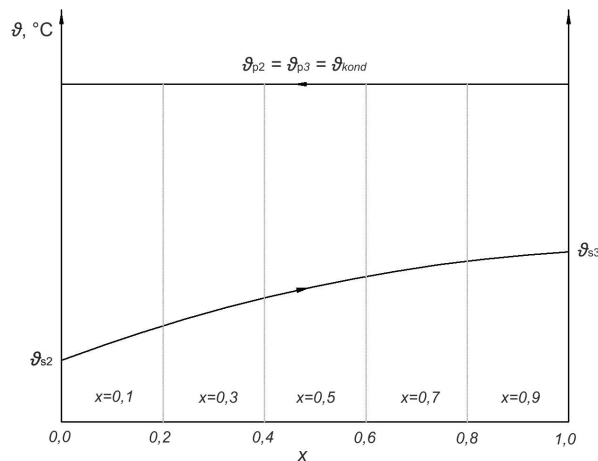
$$\alpha_x = \lambda_k \left(\frac{v_k^2}{g} \right)^{-1/3} 0,756 Re_k^{-0,22} \quad (11)$$

Prosječni koeficijent prijelaza topline za laminarno-valoviti protok kondenzata:

$$\alpha_m = \lambda_k \left(\frac{v_k^2}{g} \right)^{-1/3} \frac{Re_k}{1,08 Re_k^{1,22} - 5,2} \quad (12)$$

Usporedba termodinamičkih modela

Za referentni izmjenjivač topline sa stvarnim procesnim i konstrukcijskim podacima, izračunati su koeficijenti prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare unutar vertikalnih cijevi pomoću lokalnih i prosječnih modela proračuna. Lokalni model proračuna predstavlja lokalni pristup proračunu koeficijenata prijelaza topline kod kojeg je izmjenjivač topline podijeljen na pet segmenata prema sadržaju pare x ($\Delta x=0,2$) te su koeficijenti prijelaza topline računati za prosječne vrijednosti sadržaja pare unutar segmenata prema prethodno navedenim izrazima. Tako izračunati koeficijenti prijelaza topline su zatim osrednjeni i uspoređeni s prosječnim koeficijentima prijelaza topline izračunatim prema prosječnim modelima proračuna. U promatranom referentnom izmjenjivaču topline se promatra samo zona kondenzacije vodene pare. Dijagramom 3. je prikazan tok temperatura te podjela na segmente unutar promatranog izmjenjivača topline.



Dijagram 3. Temperature uzduž izmjenjivača topline

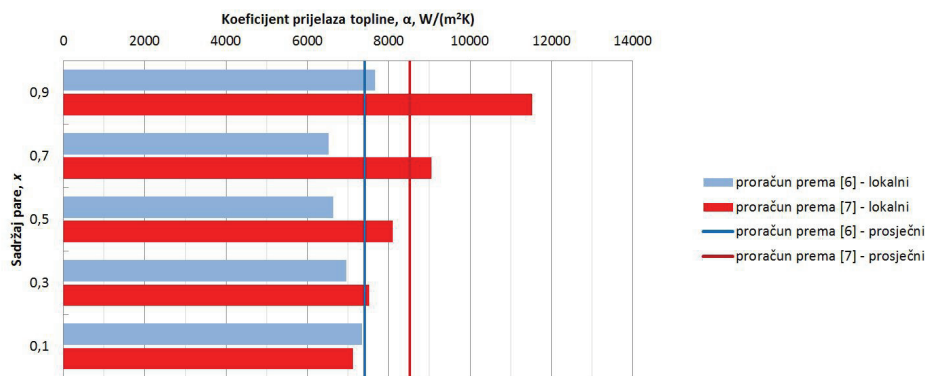
Tablica 1. Procesni i konstrukcijski podaci referentnog izmjenjivača topline

	vrijednost	jedinica
Vanjski promjer cijevi	10	mm
Unutarnji promjer cijevi	8	mm
Debljina cijevi	1	mm
Broj cijevi	38	komada
Toplinska provodnost cijevi (AISI 304)	16,5	W/(m·K)
Površina poprečnog presjeka sekundara	0,02323	m ²
Ukupni toplinski tok	450	kW
Tlak zasićenja vodene pare	7	bar,a
Temperatura zasićenja vodene pare	165	°C
Maseni protok kroz jednu cijev	0,0057	kg/s
Ulazna temperatura sekundarne vode	65	°C
Izlazna temperatura sekundarne vode	80	°C

Prilikom proračuna prosječnih koeficijenata prijelaza topline izmjenjivač topline se ne dijeli na segmente već se promatra kompletna zona kondenzacije. Procesni i konstrukcijski podaci referentnog izmjenjivača topline za proračun su prikazani tablicom 1. Proračun je proveden u računalnom programu Microsoft Excel 2010, a sve prema izrazima i metodologiji navedenim u prethodnom potpoglavlju, odnosno navedenoj literaturi. Rezultati proračuna su prikazani u tablici 2.

Tablica 2. Rezultati proračuna referentnog izmjenjivača topline

x	α_{x_2} W/(m ² K)	$\alpha_{s,x}$ W/(m ² K)	k_{x_2} W/(m ² K)	$\Delta\vartheta_{m,x}$ K	A_x m ²	L_x m
<i>proračun prema [6]- lokalni</i>						
0,9	7672	4282	2356	86,5	0,4417	0,463
0,7	6527	4222	2219	89,5	0,4532	0,475
0,5	6633	4162	2214	92,5	0,4395	0,460
0,3	6961	4101	2231	95,5	0,4224	0,443
0,1	7342	4038	2250	98,5	0,4062	0,425
$\alpha_{m,x} = 7020 \text{ W/(m}^2\text{K)}$					$L=2,266 \text{ m}$	
<i>proračun prema [7]- lokalni</i>						
0,9	11531	4282	3052	86,5	0,3410	0,357
0,7	9055	4222	2825	89,5	0,3560	0,373
0,5	8093	4162	2704	92,5	0,3599	0,377
0,3	7515	4101	2616	95,5	0,3603	0,378
0,1	7111	4038	2546	98,5	0,3590	0,376
$\alpha_{m,x} = 8630 \text{ W/(m}^2\text{K)}$					$L=1,861 \text{ m}$	
	α_m W/(m ² K)	α_s W/(m ² K)	k_m W/(m ² K)	$\Delta\vartheta_m$ K	A_m m ²	L_m m
<i>proračun prema [6]- prosječni</i>						
	7352	4162	2289	92,3	2,1301	2,232
<i>proračun prema [7]- prosječni</i>						
	8516	4162	2749	92,3	1,7734	1,858



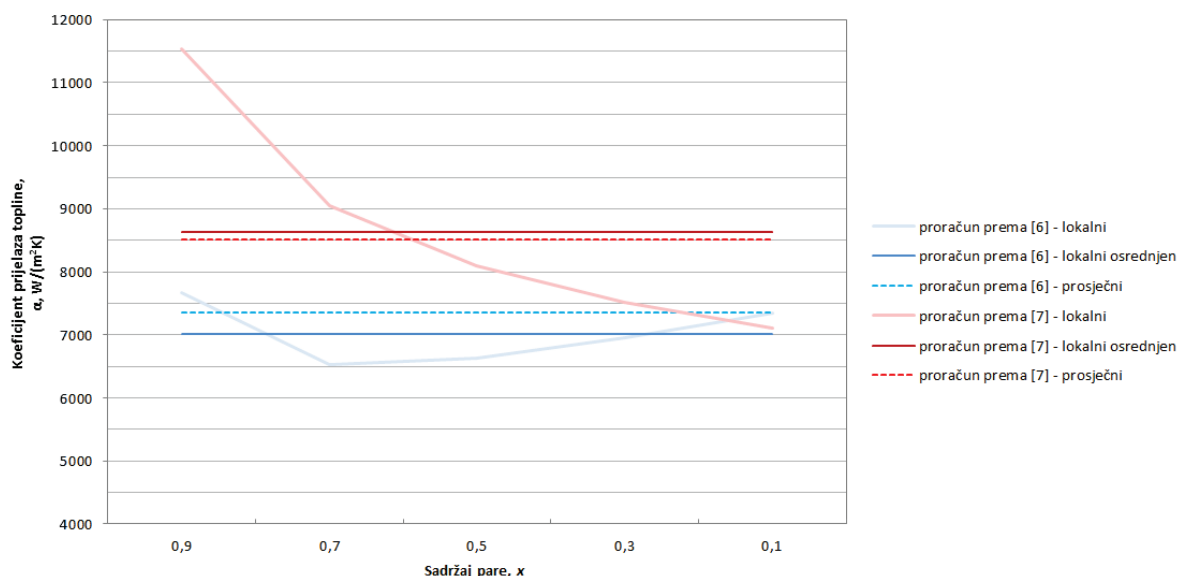
Dijagram 4. Koeficijenti prijelaza topline ($q_m = 0,0057 \text{ kg/s}$)

Dijagramom 4. su prikazane vrijednosti promjene koeficijenta prijelaza topline kao funkcija sadržaja pare x . Vidljivo je da lokalni i prosječni modeli proračun prema [7] daju generalno veće vrijednosti koeficijenta prijelaza topline u odnosu na proračune prema [6]. Isto tako, može se uočiti da lokalni modeli proračuna daju približno iste rezultate na sadržajima pare manjim od 0,3, dok s porastom istih raste i razlika u njihovim rezultatima.

U sklopu rada provedena je i usporedba lokalnih i prosječnih modela proračuna. Za kvalitetno provođenje navedene usporedbe potrebno je vrijednosti koeficijenta prijelaza topline dobivenih lokalnim pristupom osrednjiti na sljedeći način:

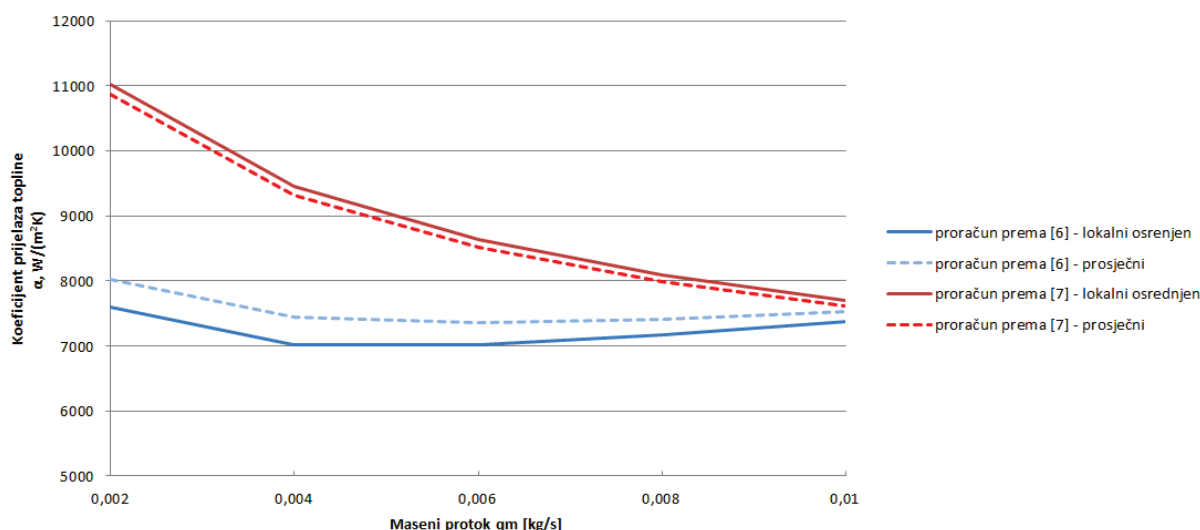
$$\alpha_{m,x} = \frac{\sum_{i=1}^5 \alpha_{x_i} \cdot L_{x_i}}{L} \quad (13)$$

Za navedeno osrednjavanje potrebno je izračunati duljine izmjenjivačkih cijevi za svaki segment izmjenjivača topline prema prosječnim vrijednostima sadržaja pare. Najprije se računa koeficijent prijelaza topline na strani vode prema izrazu (3), zatim koeficijent prolaza topline prema izrazima navedenim u [6] i [7], te konačno potrebna površina za izmjenu topline kojom je definirana i duljina cijevi.



Dijagram 5. Koeficijenti prijelaza topline ($q_m = 0,0057 \text{ kg/s}$)

Prethodnim je dijagramom prikazana usporedba lokalnih i prosječnih modela proračuna. Prosječni model proračuna prema [6] daje veće vrijednosti koeficijenta prijelaza topline od osrednjenih vrijednosti dobivenih lokalnim modelom proračuna [6] za 4,7 %. Osrednjeni model prema [7] daje 1,3 % veće vrijednosti u odnosu na prosječni model prema [7]. Nadalje, vrijednosti dobivene prosječnim modelom prema [7] su 15 % veće u odnosu na vrijednosti prosječnog modela prema [6], dok su osrednjene vrijednosti lokalnog modela prema [7] veće za 23 % od istih prema [6].



Dijagram 6. Koeficijenti prijelaza topline duž cijev ovisno o protoku

Dijagram 6. prikazuje vrijednosti koeficijenata prijelaza topline dobivenih osrednjenim lokalni i prosječnim modelima proračuna prema [6] i [7] u ovisnosti o promjeni ukupnog masenog protoka unutar cijevi. Vidi se da je kod manjih protoka razilaženje između modela proračuna izrazito veliko, dok se kod većih protoka uočava tendencija njegovog smanjenja.

ZAKLJUČAK

Na početku rada su, uz sustave daljinskog grijanja, konstrukcijski i funkcionalno predstavljene toplinske stanice u kompaktnoj izvedbi te spiralni izmjenjivači topline kao njihovi sastavni dijelovi. Zatim je prikazana metodologija termodinamičkog proračuna te su dane smjernice za proračun spiralnih izmjenjivača topline. Poseban naglasak je stavljen na izračun koeficijenta prijelaza topline prilikom filmske kondenzacije vodene pare unutar spiralnih cijevi. Prema rezultatima provedene usporedbe dva proračunska modela, preporuka je koristiti model proračuna prema [6] za izračun koeficijenata prijelaza topline u vertikalnim cijevima, koji se zatim prilagođava za spiralne cijevi. Razlog tome je što proračun prema [6] daje manje vrijednosti koeficijenata prijelaza topline, što rezultira većim površinama za izmjenu topline u odnosu na model proračuna prema [7], što svakako leži na strani sigurnosti. Isto tako, preporuka je korištenje lokalnog modela proračuna prema [6] s obzirom da daje manje iznose koeficijenata prijelaza topline u odnosu na prosječni model. Dakako, razlika od 4,7 % između lokalnog i prosječnog modela proračuna prema [6] nije značajna pa se i prosječni model može koristiti, naročito kod preliminarnih proračuna izmjenjivača topline.

Kao nastavak istraživanja na ovu temu planira se provesti eksperimentalno istraživanje filmske kondenzacije vodene pare unutar vertikalnih i spiralnih cijevi s ciljem utvrđivanja ispravnosti odabira predloženog modela, odnosno primjene predložene prilagodbe proračunskog modela za vertikalne cijevi na spiralne cijevi.

NAZIVLJE

Simboli:

A	Površina (m^2)
d	Promjer cijevi (m)
f	Korekcijski faktor (-)
g	Gravitacijsko ubrzanje (m/s^2)
k	Koeficijent prolaza topline ($\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)
L	Duljina cijevi (m)
\mathcal{L}	Karakteristična duljina (m)
n	Broj komada (-)
q_m	Maseni protok (kg/s)
w	Brzina strujanja (m/s)
x	Sadržaj pare (-)
α	Koeficijent prijelaza topline ($\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)
ϑ	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
$\Delta\vartheta_m$	Logaritamska razlika temperatura (K)
λ	Toplinska provodnost ($\text{W}/(\text{mK})$)
μ	Dinamička viskoznost ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
ν	Kinematička viskoznost (m^2/s)
ρ	Gustoća (kg/m^3)
Φ	Toplinski učin (kW)
Nu	Nusseltova značajka (-)
Pr	Prandtlova značajka (-)
Re	Reynoldsova značajka (-)

Indeksi:

I	Zona pothlađenja
II	Zona kondenzacije
III	Zona pregrijanja
c	Cijevi
hor	Horizontalno
l	Laminarno
k	Kondenzat
kond	Kondenzacija
m	Srednji
p	Primar
poth	Pothlađenje
s	Sekundar
szp	Suhozasićena para
t	Turbulentno
u	Unutarnji
uk	Ukupno
val	Valovito
vert	Vertikalno
x	Lokalno

BIBLIOGRAFIJA

1. Pasanec J., Kompaktna parna podstanica za priključivanje na sustav daljinskog grijanja, *Diplomski rad*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2012.
2. Pasanec J., Izmjenjivači topline sa spiralnim cijevnim snopom, *Završni rad*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011.
3. Recknagel, Šorenger, Šramek, Čeperković, *Grejanje i klimatizacija*, Interklima, Vrnjačka Banja, 2004.
4. Bergman T. L., Lavine A. S., Incopera F. P., Dewitt D. P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, Inc, SAD, 2011.
5. Slipčević B., Razmjenjivači topline sa primjerima iz rashladne tehnike, SMEITS, 1989.
6. Verein Deutscher Ingenieure: VDI Heat Atlas, Springer, Dusseldorf, 2010.
7. Papini D., Cammi A., Modelling of Heat Transfer Phenomena for Vertical and Horizontal Configurations of In-Pool Condensers and Comparison with Experimental Findings, *Science and Technology of Nuclear Installations*, Svezak 2010, Članak br. 815754, 2010.